



TITLE:

チェーンソーの評価法 (II) : 防振性能について (1)

AUTHOR(S):

後藤, 純一; 後, 秀樹; 瀧本, 義彦

CITATION:

後藤, 純一 ...[et al]. チェーンソーの評価法 (II) : 防振性能について (1). 京都大学農学部演習林報告 1978, 50: 139-150

ISSUE DATE:

1978-11-20

URL:

<http://hdl.handle.net/2433/191656>

RIGHT:

チェーンソーの評価法(Ⅱ)

— 防振性能について(1) —

後 藤 純 一・後 秀 樹・瀧 本 義 彦

A Method for Evaluation of Chain Saw (Ⅱ)

— On the Performance of Anti-vibration(1) —

Junichi Gotou, Hideki Ushiro and Yoshihiko Takimoto

要 旨

近年、チェーンソーの振動対策としてエンジンの改良・開発がなされてきたが、その振動を評価する術を我々は持っていない。今回はエンジンより発生する振動起源力、防振構造の特性、ハンドル把持部の振動加速度値よりチェーンソーの振動についての物理的評価法を組み立てるための研究を行ない、あわせて防振構造の改良点を示した。

西ドイツ・S社の一機種について4台のチェーンソーを金属製脚立より弾性抵抗係数(0.185 kg/cm)のバネを介して吊り、前後ハンドル把持部の振動を測定した。この測定値を本体、ハンドルそれぞれの重心変位、重心まわりの2つづつの回転角を変数とする6自由度系の振動モデルを用いて解析した。

今回の研究を通して得られた結論は、まずある程度、この振動モデルによって防振構造の特性を表現できたが、防振材の特性の吟味が不十分なためか、測定値の説明等が完全に行なえなかった。一方、評価法の吟味の中から防振構造の改良点として、ハンドルの重心まわりの回転角によって、ハンドル把持部の防振性を向上できる事が推測された。

I は し め に

これまでにチェーンソーの物理的評価法として示した事は、第88回日林大会¹⁾で、実測した加速度値、振動力よりチェーンソーを2自由度系の振動モデルにシュミレートし、これを解析した事、第89回日林大会で、Hammering Test²⁾によって得た粘弾性抵抗係数を用いて数機種のチェーンソーの防振構造を前述の2自由度系の振動モデルを通じて評価した事、またあわせて防振ハンドルの改良の方向性を示した事である。

これらの報告を通して得られた結論は、防振構造の改良点としては、まず、ハンドルと防振材による固有振動数の低下によって使用回転数域でより大きな減衰を得るために、ハンドルの重量をできるだけ重くし、本体の重量をできるだけ軽くする事、同様に、防振材の粘弾性抵抗係数をできるだけ小さくする事によってより大きな減衰が得られる様にする事、さらに、左右方向の防振材の配置が圧縮型になっているため、せん断型に配置されている上下、前後方向に比較して防振

性能が悪くなっているので防振材を改良する事の3点であった。一方、これらの報告を通して、今後の課題として残ったものは、防振材の特性は実作業上どのような制約を受けるか、ハンドル、本体の振動のふるまいをそれぞれの重心変位から取り扱ったが、それで十分なのか、防振材の配置はどうあるべきなのか、等であった。

今回は、以上の成果をもとに、後述の2つの課題を解明するために、西ドイツ・S社製の同一機種のチェーンソー4台についてそれぞれの前、後ハンドル把持部付近の振動加速度値を測定した。防振材の配置を考慮した上で、ハンドル、本体の重心まわりの回転角と重心変位とからチェーンソーの振動のふるまいを各振動方向について6自由度系の振動モデルにシュミレートし解析し、測定結果と比較検討した。

Ⅱ 解 析 手 法

前回は、上下、前後、左右の3方向毎にチェーンソーの振動測定状態をハンドル、本体のそれぞれの重心変位による2自由度の振動モデルにシュミレートし解析した。今回は、同様に3方向毎に、ハンドル、本体各々の重心変位と各々の重心変位方向と直交し、重心を含む2軸まわりの回転角を加え、ハンドル、本体とで6自由度を持つ振動系にチェーンソーの振動測定状態をシュミレートし、解析した。

(i) 振動モデルとその運動方程式

図一1にこの6自由度系の振動モデルを示し、以下の理論式に用いる変数と係数を定義した。これらより Lagrange の方程式を用いて、このモデルの運動方程式を導くと、次の様になる。

運動エネルギー

$$T = \frac{1}{2} M_1 \dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2} I_{x1} \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} I_{y1} \dot{\psi}^2 + \frac{1}{2} M_2 \dot{Z}_2^2 + \frac{1}{2} I_{x2} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_{y2} \dot{\eta}^2$$

保存エネルギー (防振材等の弾性抵抗)

$$\begin{aligned} U = & \frac{1}{2} k (Z_2 + l_{x2} \theta - l_{y2} \eta - Z_1 - l_{x1} \varphi + l_{y1} \psi)^2 \\ & + \frac{1}{2} k (Z_2 + m_{x2} \theta - m_{y2} \eta - Z_1 - m_{x1} \varphi + m_{y1} \psi)^2 \\ & + \frac{1}{2} k (Z_2 + n_{x2} \theta - n_{y2} \eta - Z_1 - n_{x1} \varphi + n_{y1} \psi)^2 \\ & + \frac{1}{2} k_0 (Z_1 + \bar{o}_x \varphi - \bar{o}_y \psi)^2 \end{aligned}$$

散逸関係 (防振材の粘性抵抗)

$$\begin{aligned} F = & \frac{1}{2} c (\dot{Z}_2 + l_{x2} \dot{\theta} - l_{y2} \dot{\eta} - \dot{Z}_1 - l_{x1} \dot{\varphi} + l_{y1} \dot{\psi})^2 \\ & + \frac{1}{2} c (\dot{Z}_2 + m_{x2} \dot{\theta} - m_{y2} \dot{\eta} - \dot{Z}_1 - m_{x1} \dot{\varphi} + m_{y1} \dot{\psi})^2 \\ & + \frac{1}{2} c (\dot{Z}_2 + n_{x2} \dot{\theta} - n_{y2} \dot{\eta} - \dot{Z}_1 - n_{x1} \dot{\varphi} + n_{y1} \dot{\psi})^2 \end{aligned}$$

一般力 (本体重心に Z_2 成分に対して働く力) $Q_{z2} = P_0(\omega) \cos \omega t$

この $P_0(\omega) \cos \omega t$ はエンジンより本体に加わる強制振動力を意味する。

以上に定義された T, U, F, Q_{z2} を次の Lagrange 方程式に代入する。

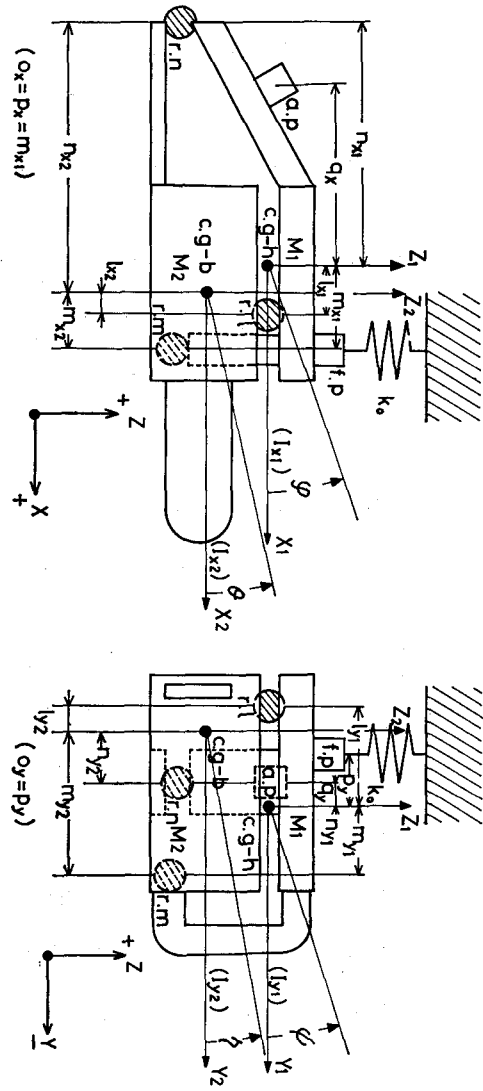


Fig. 1. Chainsaw model simulated by 6 degree-of-freedom vibration system
(This figure is about vertical component-Z)

r. l = rubber-l
r. m = rubber-m each modulus of elasticity = k
r. n = rubber-n each coefficient of viscosity = c
ko = modulus of elasticity of hanging spring
f. p = point of fore handle for measurement
a. p = point of after handle for measurement
Z1 = amplitude of vibration (c. g-h)
Z2 = amplitude of vibration (c. g-b)
 \bar{o} = distance from c. g-h to suspended point

M1 = mass of handle c. g-h = center of gravity-handle
M2 = mass of body c. g-b = center of gravity-body
Ix1 = polar moment of inertia of area around c. g-h on X-Z plane
Iy1 = polar moment of inertia of area around c. g-h on Y-Z plane
Ix2 = polar moment of inertia of area around c. g-b on X-Z plane
Iy2 = polar moment of inertia of area around c. g-b on Y-Z plane
 ϕ, ψ, θ, η = rotary angles around centers of gravity

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial U}{\partial \dot{q}_k} + \frac{\partial F}{\partial q_k} = Q_k$$

(q_k は定義された各々の変数をさす)

図-1の振動系の運動方程式は、

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{Z}_1 - c(\ddot{Z}_2 + l_{x2}\ddot{\theta} - l_{y2}\ddot{\eta} - \dot{Z}_1 - l_{x1}\dot{\phi} + l_{y1}\dot{\psi}) \\ - c(\ddot{Z}_2 + m_{x2}\ddot{\theta} - m_{y2}\ddot{\eta} - \dot{Z}_1 - m_{x1}\dot{\phi} + m_{y1}\dot{\psi}) \\ - c(\ddot{Z}_2 + n_{x2}\ddot{\theta} - n_{y2}\ddot{\eta} - \dot{Z}_1 - n_{x1}\dot{\phi} + n_{y1}\dot{\psi}) \\ + k_0(Z_1 + \bar{o}_x\phi - \bar{o}_y\psi) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -k(Z_2 + l_{x2}\theta - l_{y2}\eta - Z_1 - l_{x1}\varphi + l_{y1}\psi) \\
& -k(Z_2 + m_{x2}\theta - m_{y2}\eta - Z_1 - m_{x1}\varphi + m_{y1}\psi) \\
& -k(Z_2 + n_{x2}\theta - n_{y2}\eta - Z_1 - n_{x1}\varphi + n_{y1}\psi) \\
& = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_2 \ddot{Z}_2 + c(\dot{Z}_2 + l_{x2}\dot{\theta} - l_{y2}\dot{\eta} - \dot{Z}_1 - l_{x1}\dot{\varphi} + l_{y1}\dot{\psi}) \\
+ c(\dot{Z}_2 + m_{x2}\dot{\theta} - m_{y2}\dot{\eta} - \dot{Z}_1 - m_{x1}\dot{\varphi} + m_{y1}\dot{\psi}) \\
+ c(\dot{Z}_2 + n_{x2}\dot{\theta} - n_{y2}\dot{\eta} - \dot{Z}_1 - n_{x1}\dot{\varphi} + n_{y1}\dot{\psi}) \\
+ k(Z_2 + l_{x2}\theta - l_{y2}\eta - Z_1 - l_{x1}\varphi + l_{y1}\psi) \\
+ k(Z_2 + m_{x2}\theta - m_{y2}\eta - Z_1 - m_{x1}\varphi + m_{y1}\psi) \\
+ k(Z_2 + n_{x2}\theta - n_{y2}\eta - Z_1 - n_{x1}\varphi + n_{y1}\psi) \\
= P_0(\omega) \cos \omega t \\
I_{x1} \ddot{\varphi} - l_{x1}c(\dot{Z}_2 + l_{x2}\dot{\theta} - l_{y2}\dot{\eta} - \dot{Z}_1 - l_{x1}\dot{\varphi} + l_{y1}\dot{\psi}) \\
- m_{x1}c(\dot{Z}_2 + m_{x2}\dot{\theta} - m_{y2}\dot{\eta} - \dot{Z}_1 - m_{x1}\dot{\varphi} + m_{y1}\dot{\psi}) \\
- n_{x1}c(\dot{Z}_2 + n_{x2}\dot{\theta} - n_{y2}\dot{\eta} - \dot{Z}_1 - n_{x1}\dot{\varphi} + n_{y1}\dot{\psi}) \\
+ \bar{o}_x k_0(Z_1 + \bar{o}_x\varphi - \bar{o}_y\psi) \\
- l_{x1}k(Z_1 + l_{x2}\theta - l_{y2}\eta - Z_1 - l_{x1}\varphi + l_{y1}\psi) \\
- m_{x1}k(Z_2 + m_{x2}\theta - m_{y2}\eta - Z_1 - m_{x1}\varphi + m_{y1}\psi) \\
- n_{x1}k(Z_2 + n_{x2}\theta - n_{y2}\eta - Z_1 - n_{x1}\varphi + n_{y1}\psi) \\
= 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{y1} \ddot{\psi} + l_{y1}c(\dot{Z}_2 + l_{x2}\dot{\theta} - l_{y2}\dot{\eta} - \dot{Z}_1 - l_{x1}\dot{\varphi} + l_{y1}\dot{\psi}) \\
+ m_{y1}c(\dot{Z}_2 + m_{x2}\dot{\theta} - m_{y2}\dot{\eta} - \dot{Z}_1 - m_{x1}\dot{\varphi} + m_{y1}\dot{\psi}) \\
+ n_{y1}c(\dot{Z}_2 + n_{x2}\dot{\theta} - n_{y2}\dot{\eta} - \dot{Z}_1 - n_{x1}\dot{\varphi} + n_{y1}\dot{\psi}) \\
- \bar{o}_y k_0(Z_1 + \bar{o}_x\varphi - \bar{o}_y\psi) \\
+ l_{y1}k(Z_2 + l_{x2}\theta - l_{y2}\eta - Z_1 - l_{x1}\varphi - l_{y1}\psi) \\
+ m_{y1}k(Z_2 + m_{x2}\theta - m_{y2}\eta - Z_1 - m_{x1}\varphi - m_{y1}\psi) \\
+ n_{y1}k(Z_2 + n_{x2}\theta - n_{y2}\eta - Z_1 - n_{x1}\varphi - n_{y1}\psi) \\
= 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_{x2} \ddot{\theta} + l_{x2} c (\dot{Z}_2 + l_{x2} \dot{\theta} - l_{y2} \dot{\eta} - \dot{Z}_1 - l_{x1} \dot{\varphi} + l_{y1} \dot{\psi}) \\
& + m_{x2} c (\dot{Z}_2 + m_{x2} \dot{\theta} - m_{y2} \dot{\eta} - \dot{Z}_1 - m_{x1} \dot{\varphi} + m_{y1} \dot{\psi}) \\
& + n_{x2} c (\dot{Z}_2 + n_{x2} \dot{\theta} - n_{y2} \dot{\eta} - \dot{Z}_1 - n_{x1} \dot{\varphi} + n_{y1} \dot{\psi}) \\
& + l_{x2} k (Z_2 + l_{x2} \theta - l_{y2} \eta - Z_1 - l_{x1} \varphi + l_{y1} \psi) \\
& + m_{x2} k (Z_2 + m_{x2} \theta - m_{y2} \eta - Z_1 - m_{x1} \varphi + m_{y1} \psi) \\
& + n_{x2} k (Z_2 + n_{x2} \theta - n_{y2} \eta - Z_1 - n_{x1} \varphi + n_{y1} \psi) \\
& = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_{y2} \ddot{\eta} - l_{y2} c (\dot{Z}_2 + l_{x2} \dot{\theta} - l_{y2} \dot{\eta} - \dot{Z}_1 - l_{x1} \dot{\varphi} + l_{y1} \dot{\psi}) \\
& - m_{y2} c (\dot{Z}_2 + m_{x2} \dot{\theta} - m_{y2} \dot{\eta} - \dot{Z}_1 - m_{x1} \dot{\varphi} + m_{y1} \dot{\psi}) \\
& - n_{y2} c (\dot{Z}_2 + n_{x2} \dot{\theta} - n_{y2} \dot{\eta} - \dot{Z}_1 - n_{x1} \dot{\varphi} + n_{y1} \dot{\psi}) \\
& - l_{y2} k (Z_2 + l_{x2} \theta - l_{y2} \eta - Z_1 - l_{x1} \varphi + l_{y1} \psi) \\
& - m_{y2} k (Z_2 + m_{x2} \theta - m_{y2} \eta - Z_1 - m_{x1} \varphi + m_{y1} \psi) \\
& - n_{y2} k (Z_2 + n_{x2} \theta - n_{y2} \eta - Z_1 - n_{x1} \varphi + n_{y1} \psi) \\
& = 0
\end{aligned}$$

以上の運動方程式を解くと、強制振動力 $P_0(\omega) \cos \omega t$ による各変位、回転角のふるまいの式が得られる。

$$\left. \begin{aligned}
Z_1 &= A_1(\omega) P_0(\omega) \cos(\omega t - \delta_1) \\
Z_2 &= A_2(\omega) P_0(\omega) \cos(\omega t - \delta_2) \\
\varphi &= A_3(\omega) P_0(\omega) \cos(\omega t - \delta_3) \\
\psi &= A_4(\omega) P_0(\omega) \cos(\omega t - \delta_4) \\
\theta &= A_5(\omega) P_0(\omega) \cos(\omega t - \delta_5) \\
\eta &= A_6(\omega) P_0(\omega) \cos(\omega t - \delta_6)
\end{aligned} \right\} \quad (1)$$

上式を用いて、ハンドルの重心位置から離れた測定点の理論値と実測値が比較され、強制振動力の推定がなされる。なお、この様な回転角を変数として組み入れた解析には、理論の検討のために前後ハンドル2箇所の実測値を必要とする。つまり(1)式を用いた解析では

$$\text{前ハンドル値 } Z_f = Z_1 + p_x \varphi - p_y \psi$$

$$\text{後ハンドル値 } Z_r = Z_1 + q_x \varphi - q_y \psi$$

と与えられ、両者の値が理論式を通して説明され得るかどうか吟味のポイントとなる。

以上の理論展開の上で以下の解析を行なった。

解析—1. 前後ハンドル測定値より各々逆算される強制振動力の $P_0(\omega)$ 比較

解析—2. 前（後）ハンドル測定値より得た強制振動力から推定される後（前）ハンドル加速度値と後（前）ハンドル測定値の比較。

解析—3. 理論式より得られる強制振動力 P_0 とハンドル重心の変位の比を用いてチェーンソーの防振性能についての考察。

■ 実験方法

1. チェーンソーの諸元

今回測定した、チェーンソーは西ドイツ・S社の STIHL 041 AVであり、それぞれ使用期間の異なる4台のものである。（表—1 参照）

chainsaw	1	2	3	4
type	STIHL041AV	STIHL041AV	STIHL041AV	STIHL041AV-E
number	2710008	3157542	8012762	8608477
exhaust volume (cm ³)	61	61	61	61
the time of purchasing	March '70	March '74	March '72	March '76
total mass (kg·s ² /cm)	0.00855	0.00881	0.00902	0.00945
handle mass (kg·s ² /cm)	0.000735	0.000648	0.000706	0.000797
used condition	training for student	felling & bucking in Ashiu Kyoto University forest		

TABLE 1 Specification of chainsaws

2. 振動加速度測定

振動測定の場合、懸架方法によって測定値が変化するわけであるが、今までの経験より、測定対象物とこの懸架媒介物による固有振動数が測定対象に大きく影響しない限り、任意で既知のかなり小さい弾性抵抗係数をもつ媒介物で十分であると判断される。また、この場合、懸架支持物にはできるだけ重く、その固有振動数が測定対象周波数域をはるかに越えるものが適する。以上の条件に、制約内で最大限適する様に、スチール製脚立で支持、弾性抵抗係数が、0.185kg/cmのスプリングによってチェーンソーを懸架して測定した。

次に、測定方向については、スプリングの横方向の弾性が未知であったのと、各方向の測定値

を独立して比較するという目的から、スプリングの圧縮方向に測定方向を決めて、各方向の測定を図—2に示すような状態で行なった。

なお、測定についての詳細な事項は以下の通りである。

1. 振動加速度計設置部位：前後ハンドルの把持部、各1箇所
2. エンジン回転数：空転，2500 rpm ～ 7500 rpmまで500 rpm 毎
3. 測定値について：各回転数の周波数成分にあたる加速度値が，その回転数の最大値となっている事からこの値を測定値とした。

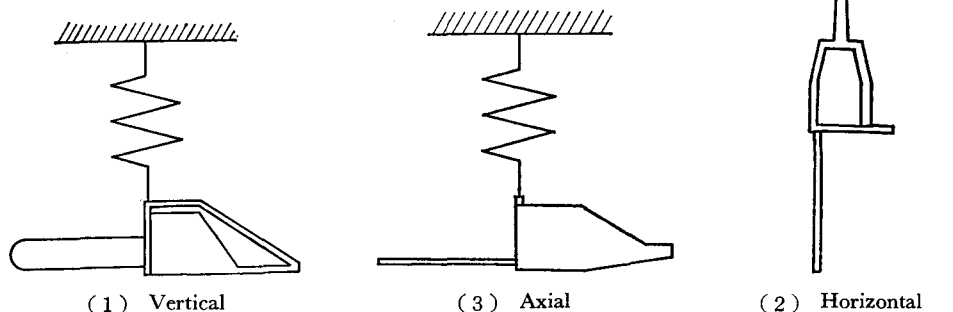


Fig. 2. Suspended condition

4. 測定機器：図—3にその測定セットを示した。

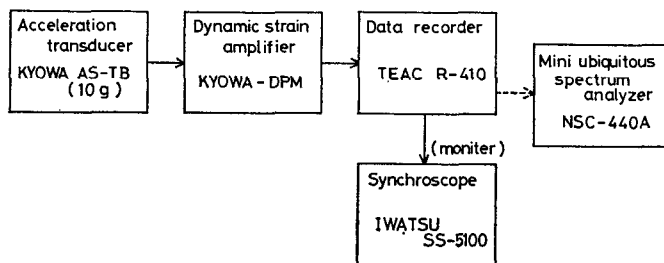


Fig. 3.
Box diagram of test set

IV 結果と考察

まず，4台のチェインソーの上下，前後，左右，3方向について振動加速度値の測定結果を表—2に示す。

この測定結果と前述した6自由度系の振動モデルを用いて以下に考察を行なう。

考察—1：解析—1の手法を用いて，前後ハンドル測定値を使って本体にエンジンから加えられた強制振動力を3方向毎に求めた。ここでは他のチェインソーの内，典型的なNo.2のチェインソーのグラフを示し考察する。（図—4参照）上下，前後方向の振動力の特性は共に，回転数が増大するにつれ，その振動力振幅は大きくなっており，6500rpmあたりでやや頭打ちになっている。これはエンジンの軸出力と傾向が似ている。S社041AVはエンジンのピストンの往復運動方向が測定方向の前後方向にあたっており，またコネクティングロッドは上下，前後方向によって決まる平面上を運動する。従って，上下，前後方向の振動力は，エンジンのピストン運動に支配されたものとなっていると言えよう。一方，左右方向の振動力は，3000～3500rpm付近に最大値を持ち，6000rpmあたりでは小さな振動力振幅となり，さらに回転数が増すと，やや大き

component	r.p.m.	chainsaw-1 (2710008)		chainsaw-2 (3157542)		chainsaw-3 (8012762)		chainsaw-4 (8608477)	
		fore handle accel. (g)	after handle accel. (g)	fore handle accel. (g)	after handle accel. (g)	fore handle accel. (g)	after handle accel. (g)	fore handle accel. (g)	after handle accel. (g)
VERTICAL AXIS	2,500	1.31	4.10	2.31	5.52	1.62	4.25	1.38	1.31
	3,000	1.62	6.43	3.31	8.16	1.64	5.94	0.583	6.58
	3,500	1.55	6.28	2.42	9.03	1.28	3.26	3.32	9.08
	4,000	2.24	7.56	2.04	4.43	1.10	2.45	2.44	6.28
	4,500	2.04	4.61	1.84	3.29	1.37	2.42	2.14	4.55
	5,000	2.29	3.34	1.95	3.00	1.50	2.28	1.93	3.92
	5,500	2.54	2.12	2.02	2.70	0.843	0.392	1.70	3.88
	6,000	2.19	2.03	2.09	2.76	0.979	0.714	1.66	9.49
	6,500	2.66	2.03	1.68	1.69	1.07	1.27	2.49	1.38
	7,000	2.24	1.83	2.18	1.17	2.79	2.23	3.90	2.53
	7,500	2.76	1.96	2.64	1.13	3.35	3.01	2.89	3.01
HORIZONTAL AXIS	2,500	0.584	1.36	2.44	2.96	1.34	1.32	1.73	1.39
	3,000	2.55	1.69	2.80	1.37	1.31	1.04	1.08	1.77
	3,500	2.64	1.29	2.25	2.55	1.63	1.18	1.85	2.05
	4,000	3.10	0.927	1.77	3.17	1.52	1.01	2.05	1.81
	4,500	3.72	0.481	2.36	2.14	1.94	0.653	2.05	1.42
	5,000	4.58	1.18	1.25	2.24	2.10	0.624	2.61	1.19
	5,500	5.21	3.44	1.08	1.66	2.44	0.324	1.69	1.28
	6,000	2.64	3.18	0.745	1.43	3.10	0.563	3.25	2.67
	6,500	2.55	2.55	0.641	1.48	4.28	1.38	4.59	2.55
	7,000	1.19	3.25	0.807	1.59	4.81	1.78	6.48	3.15
	7,500	1.05	2.47	0.845	—	6.48	3.31	4.19	2.49
AXIAL AXIS	2,500	0.413	0.828	0.107	0.292	0.491	1.65	0.26	0.768
	3,000	0.550	3.25	0.289	2.23	1.01	4.00	0.66	2.37
	3,500	2.38	4.25	1.45	4.04	1.15	3.03	1.84	4.68
	4,000	2.82	4.06	1.35	4.38	2.14	0.598	4.42	4.22
	4,500	3.35	1.25	2.55	4.58	2.03	0.695	2.79	1.95
	5,000	4.85	0.817	2.40	2.09	2.49	0.249	2.54	1.60
	5,500	2.54	0.798	2.09	1.38	2.29	0.194	2.32	1.40
	6,000	2.32	0.325	1.22	1.63	0.862	0.527	2.96	1.55
	6,500	1.15	0.382	2.22	0.883	0.604	0.885	3.76	1.53
	7,000	1.00	0.414	1.84	0.760	1.20	3.82	1.98	1.40
	7,500	0.990	2.10	1.55	1.64	2.04	5.21	1.41	2.35

(1g=980 cm/s²)

TABLE-2 Vibration acceleration (STIHL041AV)

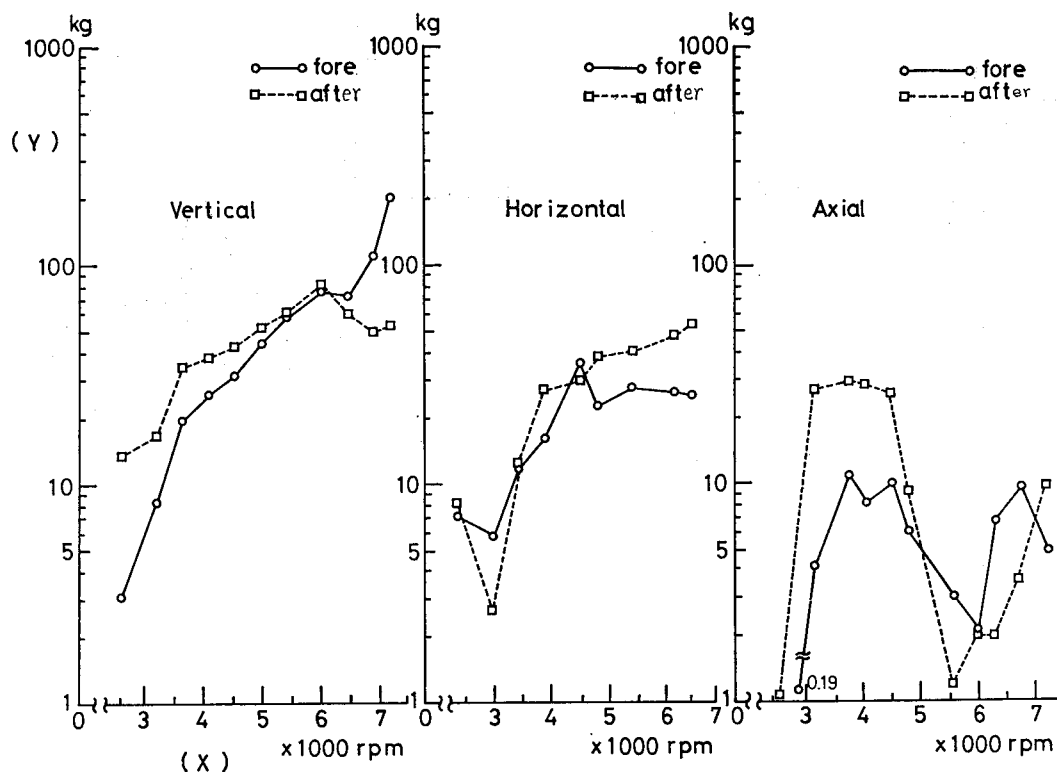


Fig. 4. Compelling power of vibration at c. g. of body
(calculated from measured accelerations by vibration model)
X-engine revolution Y-compelling power of vibration

な値になっている。左右方向の振動力は上下、前後方向と異なったものに起因しているようだ、考えられるものとしては、チェーンバーの共振が掲げられる。次に、前、後ハンドル部の測定値から逆算されたこれらの振動力は、一台のチェーンソーの各方向について傾向は似ているが、絶対値にかなりの差がある。これは、振動力を推定するのに用いた振動モデルが現実を正確には反映していない事による。他のNo. 1, No. 3, No. 4 のチェーンソーについても傾向としては同じであった。

考察—2：解析—2の手法を用いて測定値を吟味する。同様にNo. 2のチェーンソーでデータを用いて考察する。(図—5参照) 前・後ハンドルの測定値と、これらよりモデルを用いて計算した他の測定部位の推定値を比較して見る。上下方向の後ハンドル測定値と、前ハンドル測定値から計算した後ハンドル推定値では3000~6000rpmで見られる様にモデルの効果が見られる。つまり、ここでは前ハンドル測定値に対する後ハンドルの推定値が、後ハンドルの測定値に近似される傾向にあり、6自由度系のモデルが、ある程度の意味を持っている事が示されている。しかし、この傾向は、全ての方向について、全ての周波数域について言える様な一般性を持っていない。つまり、前、後ハンドル個々の測定値の特性をモデルで変換し得ていない。この点についてはモデルの検討という今後の課題として保留する。

次に、前、後ハンドル個々の測定値の特性を整理すると、4台のチェーンソーについて共通して次の事が言える。上下方向について、前ハンドルの値は後ハンドルに比べて小さいが7000rpm

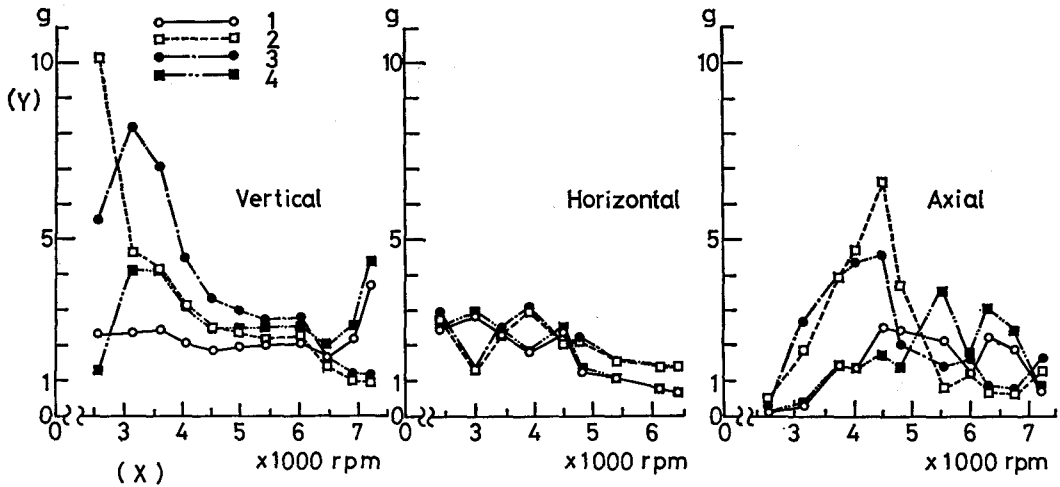


Fig. 5. Comparison measured accelerations with converted accelerations

- 1-measured accelerations at fore handle
- 2-converted accelerations from after handle to fore handle
- 3-measured accelerations at after handle
- 4-converted accelerations from fore handle to after handle
- X-engine revolution Y-acceleration,

あたりで増大する。一方、後ハンドルの値は 3500rpm あたりに 6 g 以上の peak 値を持つ。これは、防振構造の共振が後ハンドル部に現われている事による。前後方向について、No. 2 の場合、顕著な傾向はないが、その他のチェーンソーの場合、7000rpm あたりに 5 g 以上の peak 値を持ち、後ハンドルでも同じ回転数あたりに小さな peak を持っている。左右方向について、前ハンドルの値は 4500~5000rpm あたりに peak を持ち、後ハンドルでは 3500rpm あたりに 4 g 以上の peak 値を持ち、7500 rpm あたりにも小さな peak を持つ。この 3500rpm あたりの peak は防振ハンドルの共振による。

考察—3：解析—3の手法を用いて防振性能を示す振動力、ハンドル重心変位の比を No. 2 のチェーンソーについて考察する。(図—6 参照) 2 自由度系のモデルでの考察と同様、上下、前後方向の防振性能に比べて、左右方向が悪く、6500rpm あたり (No. 2 は 5500rpm) にも共振があり、常用回転数

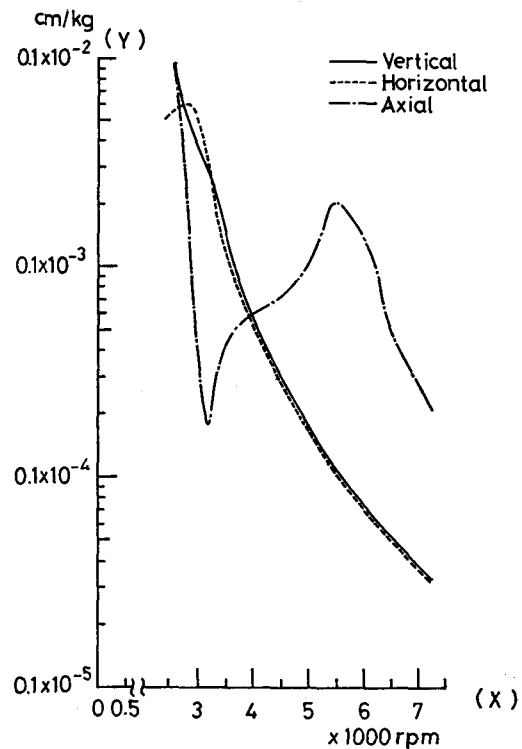


Fig. 6. Performance of anti-vibration

The ratio of amplitude of vibration (Y) at handle (c.g.) to compelling power of vibration at body (c.g.) within operating revolutions (X).

域に大きな加速度値を持つ原因となっている。4台の防振性能を比較しても、前回の結果と同様、型番の古いものほど、性能は悪くなっていた。結局、回転角を含めたモデルに、防振性能として、新たな傾向は見られなかった。²⁾

V ま と め

本研究を通して得られた結論を以下に整理すると、

1. 6自由度の振動モデルによってハンドルの前、後部の測定値をある程度、近似する事ができた。

2. ハンドル重心変位の防振性については、回転角による影響は少なく、本体変位との関係に大きく依存している。

3. ハンドル把持部の防振性については、回転角による影響があった。

以上の結論を踏まえて、以下に今後の課題を整理すると、

1. 6自由度の振動モデルを用いて測定値をシュミレートしようとしたが、今一つ妥当なものになっていない。この点を、防振材の粘弾性抵抗係数をより吟味し、周波数に対して変動する係数としてとらえていくつもりである。

2. 回転角によって増減するハンドル把持部の振動に対してより有効な防振性をもつ防振構造をハンドルバランスの吟味より模索していきたい。

最後に、チェーンソーを御貸しいただいた、京都大学芦生演習林山本俊明林長、ならびに測定場所を提供していただいた、京都大学上賀茂試験地の諸氏に感謝の意を表します。

引 用 文 献

- 1) 後藤純一・滝本義彦：Chain Saw の防振性能の評価法，その1，第88回日林講（1977）
- 2) 後藤純一・滝本義彦：Chain Saw の防振性能の評価法，その2，第89回日林講（1978）
- 3) 亘野 厚：機械力学，共立全書，86，54～75
- 4) 後 秀樹：チェーンソーの防振構造，京大農卒業論文（1978）

Résumé

There are many hand-held tools that are improved on the vibration in Japan. In the case of CHAIN-SAW, one is the ROTARY-CHAIN-SAW that is driven by ROTARY engine, one is the PNEUMATIC-CHAIN-SAW that is driven by air-compressor, etc. But, we cannot decide which is better, because we have not a fixed way to evaluate the CHAIN-SAW.

This time, we measured four CHAIN-SAW(STIHL-041AV) on the vibration, and got many data, (TABLE-2). And then, we compared those data with the calculated one that was gotten from six-degree-freedom anti-vibration system. After that, we could indicate how to isolate the vibration of CHAIN-SAW.

Many types of AV system are used of the CHAIN-SAW, but this report is only about THREE-POINTS SUSPENDED AV system. On the situation of measurement, each CHAIN-SAW is hanged down by a spring, (modulus of elasticity is 0.185 kg/cm) and

this set is suspended by a steal stepladder.

We have simulated AV system of CHAIN-SAW to the two-degree freedom system till now. These two degree freedom are the fluctuations of the center of gravity (c. g.) about the handle and the body of CHAIN-SAW. But we cannot simulate the vibration of CHAIN-SAW to the two degree freedom system, since the handle and the body of CHAIN-SAW are not mass points. So in this study, we simulated it to the six degree freedom system added each two rotary angles around two centers of gravity. (FIG. 1)

By this study, we reached the following conclusions. The relation between fore and after handle obtained from the measurements was obedient to the simulation to a certain extent. (FIG. 5)

Then the AV capacity at c. g. of the handle obeid only the fluctuations of c. g., but the AV capacity at the gripped points obeid the fluctuations and the rotary angles. (FIG. 6)

Finally, we shall investigate this simulation for the modulus of elasticity and the coffie-cient of viscosity on AV system. Then on the improvement of AV system, we may isolate the vibration at the gripped point by means of the rotary angles.